

舶用機関の省燃費運航に関する研究—II 低ピッチ角運転性能

西 矢 豊 就・荒 木 猛・堀 友 一

Studies on Handling Conditions of Marine Engine for Minimizing Oil Consumption-II Operation with Low Pitch Angles of CPP

Toyonari NISHIYA, Takeshi ARAKI and Tomoichi HORI

Abstract

A motor ship with CPP which controls the angular pitch of propeller blades according to the change in hull resistance of water, can sail at the most economic condition for the main engine and the propeller.

A series of experiments on a marine engine operation was made at low load runnings of 7-12 mile/hour, in success of the last report (Nishiya, et al., 1984). The following results were obtained on effects of various combination of n and θ_p for saving fuel oil on various running conditions.

i) Multiple regressions of V and G_m by n , θ_p and S

$$V = 0.0182 \cdot n - 0.0506 \cdot S + 0.7225 \cdot \theta_p - 8.4928$$

$$G_m = -0.01491 \cdot n + 0.16123 \cdot V^2 + 0.5419 \cdot S - 1.8963 \cdot \theta_p + 27.182$$

Where, V is running speed in mile/hour, G_m fuel oil consumption in kg/mile, n rate of rotation of main engine in rpm, θ_p pitch of propeller blades in degree and S slip ratio of propeller.

ii) The operating horse power of main engine (N_e) can instantly be given in enough accuracy for practical use by the following experimental formulae.

$$\theta_p = 12^\circ : N_e = 15.0373 \cdot T_e - 0.1821 \cdot h - 2235$$

$$\theta_p = 13^\circ : N_e = 35.5033 \cdot T_e - 0.6289 \cdot h - 4670$$

$$\theta_p = 14^\circ : N_e = 59.5652 \cdot T_e - 1.1581 \cdot h - 7728$$

Where, T_e is exhaust gas temperature of main engine in $^\circ\text{C}$ and h rate of rotation of turbo-charger in rpm.

iii) When N_e is 500 PS or less, a greater θ_p brings a smaller specific fuel oil consumption (b_e) in g/PS/hour.

は じ め に

一般に船舶は、船齢が10年近くになると、経年変化により船体外板の表面粗度が大きくなり、摩擦低抗が増加する。一方、推進機関の各装置は、汚損、摩耗等を生じ効率、機能を低下する。

そのため、推進機関取扱者にとって、船舶を最少の燃料で効率良く運航するため、この各装置を常に最良の状態に保持する事が重要な課題となる。

また、過給ディーゼル機関は、他の熱機関に比べ極めて熱効率が高く、使用燃料の多用性、高信頼性等多くの利点を有する。しかしながら、これらの利

点を十分に発揮させるためには、常に最良の運転条件の設定が必要である。すなわち、主機関の高負荷帯域では、速長比が1.6を越えて2.0近くになると、プロペラ特性曲線は急速に垂直に近づく。その結果、燃料消費量は過大となり、ひいては主機関自体にも悪影響を及ぼす。

これに反して、過度の低負荷帯域では、燃焼不良を起し、いたずらに燃費率のみを増大する。

また、推進装置に変可ピッチプロペラ (CPP) を採用した場合、任意の船体速力に対し、一定のプロペラピッチ角 (以下ピッチ角とする) と回転数の最適組合せが存在する。したがって、この組合せが適当であれば、推進効率が高くなり一層の省燃費効果が得られる。

そこで、今回前報(1)のピッチ角15°~17°の実験に

続いて、ピッチ角12°~14°について実験を試み、若干の知見を得たので報告する。

1. 実験および計測方法

本実験に用いた長崎大学水産学部練習船鶴洋丸の主たる諸元は前報(1)で報告した通りである。また、本実験は前報(1)の実験結果と比較するため、実験条件を前報(1)と等しくした。すなわち、出渠の約20日後、船体抵抗の最少時である1984年10月16日に、次の各種の状態において計測した。

ピッチ角を12°, 13°および14°(前報(1)では15°, 16°および17°)に固定した上で、それらの各角度それぞれにおいて、主機関回転数を390, 490, 550および600 rpm の4段階に変化させ、すなわち、12種類の運転

Table 1 Measured and calculated characters of main engine of Kakuyo-Maru in parameter of various angular pitch of propeller in 16th October 1984.

θ_p P	12° 1332				13° 1447				14° 1563			
n	390.98	485.90	553.70	603.42	393.24	485.90	553.70	603.42	393.24	483.64	551.44	601.16
N_p	173	215	245	267	174	215	245	267	174	214	244	266
$h \times 10^2$	43.00	65.00	79.00	94.00	47.00	69.00	84.00	98.00	50.00	73.00	92.00	110.00
T_e	217.01	262.33	299.78	334.50	222.81	269.80	307.43	342.68	232.32	283.52	327.55	368.27
P_b	0.11	0.22	0.33	0.46	0.12	0.25	0.38	0.53	0.15	0.28	0.45	0.67
$P_{max.}$	53.25	58.62	63.25	66.37	56.12	62.12	67.50	70.37	57.75	64.00	68.62	73.25
N_e	252	526	806	1101	284	585	929	1349	333	702	1086	1498
e	2.38	3.98	5.36	6.71	2.66	4.43	6.17	8.23	3.12	5.34	7.25	9.17
G	62.17	108.64	150.30	192.31	68.05	117.73	167.36	232.26	76.76	135.21	189.95	255.89
G_m	8.577	12.222	15.030	17.771	8.633	12.285	15.822	20.302	9.084	13.165	16.744	21.109
V	7.24	8.88	10.00	10.82	7.88	9.58	10.57	11.44	8.45	10.27	11.34	12.12
S	2.89	4.18	5.40	6.06	3.36	4.91	7.89	8.58	4.08	5.21	8.17	9.99

Remarks: Various condition throughout the above measurements were:

- 1) displacement of Kakuyo-Maru: 1765.1 tons.
- 2) slight sea with portstern waves and light breeze (3 m/sec.)
- 3) Fuel oil supplied: #2 first grade (Rank A)

Specific gravity 15/4°C 0.8745, Lower calorific value 10,200 kcal/kg

- θ_p : Propeller pitch angle (deg.)
P : Propeller pitch (mm)
n : Revolution per minute of main engine (rpm)
 N_p : Revolution per minute of propeller (rpm)
h : Revolution per minute of turbo-charger (rpm)
 T_e : Exhaust gas temperature of main engine (°C)
 P_b : Suction air pressure (kg/cm²)
 $P_{max.}$: Maximum pressure (kg/cm²)
 N_e : Shaft horse power (PS)
 P_e : Mean effective pressure (kg/cm²)
G : Fuel oil consumption (kg/h)
 G_m : Fuel oil consumption (kg/mile)
V : Ship speed (mile/h)
S : Propeller slip (%)

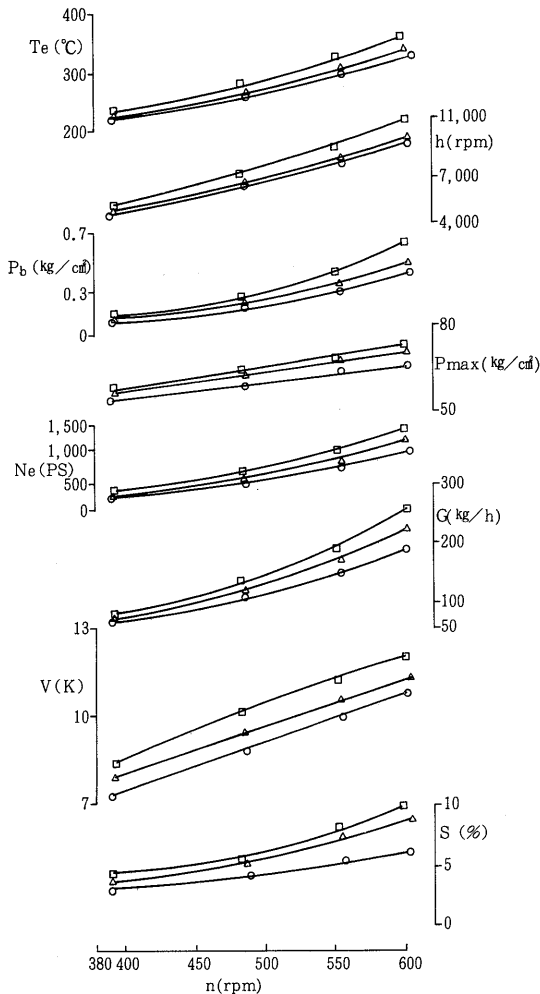


Fig. 1 Parametric interrelation in 3-angular pitches of propeller blade between revolution per minute of main engine and its various characters:

- n : Revolution per minute of main engine (rpm)
 T_e : Exhaust gas temperature of main engine (°C)
 h : Revolution per minute of turbo-charger (rpm)
 P_b : Suction air pressure (kg/cm²)
 P_{max} : Maximum pressure (kg/cm²)
 N_e : Shaft horse power (PS)
 G : Fuel oil consumption (kg/h)
 V : Ship speed (mile/h)
 S : Propeller slip (%)

Note: Throughout the figure, the solid lines are given for measured values in the experimental measurements. Simboles are given as a circle for 12° of blade pitch, as a triangle for 13° and a square for 14° respectively.

条件の組合せで、前報(1)に示した13種類の各項目について計測を行った。なお、等時性をもたせるように同時に計測を実施した。

2. 結果および考察

計測結果を Table 1 に示す。また、Table 1 に示した計測値のうち、主機関回転数およびピッチ角を変化させると、大きく影響を受けられる項目の変化の状況を、ピッチ角をパラメータとして Fig. 1 に示す。

同図には主機関の回転数、 n (rpm) を横軸とし、次の 8 項目、すなわち、排気温度、 T_e (°C)、過給機回転数、 h (rpm)、給気圧力、 P_b (kg/cm²)、最高圧力、 P_{max} (kg/cm²)、軸馬力、 N_e (PS)、燃料消費量、 G (kg/h)、船体速力、 V (mile/h)、およびスリップ率、 S (%) の変化をピッチ角、 θ_p をパラメータとして示した。また、同図の○、△および□の符号は、それぞれ本実験において、 θ_p を 12°、13° および 14° に設定した時のそれぞれの状態における各計測値を示す (以下の各図も同様である)。

2. 1. 軸馬力、 N_e 、および正味平均有効圧力、 P_e

船舶の航走中に生ずる船体抵抗の大部分を占める摩擦抵抗は、船体外板の浸水面積に比例し、船体速力、 V のほぼ自乗に比例する。したがって、船舶の全抵抗、 R は V^2 に比例すると近似的に考えて良い。すなわち、船舶を推進するための有効仕事は、この R と V の積、 V^3 に比例すると考える事が出来る。この事は一般にプロペラの法則として良く知られている。

また、船舶を推進するためのプロペラの有効仕事は、主機関の軸馬力、 N_e に、 V はスリップ率が一定の範囲なら理論的にプロペラの回転数、 N_p 、すなわち、主機関の回転数、 n にそれぞれ比例する。したがって、 $N_e \propto n^3$ と云える。

本実験結果からピッチ角、 θ_p をパラメータとする N_e (PS) と主機関の回転比 3 乗負荷率、 $(n/n_0)^3$ (n_0 rpm、主機関の定格回転数) との直線回帰式を求めると次のようになる。

$$\theta_p = 12^\circ : N_e = 1140.6 (n/n_0)^3 - 73.3 \quad \dots\dots (1-1)$$

$$\theta_p = 13^\circ : N_e = 1437.5 (n/n_0)^3 - 153.8 \quad \dots\dots (1-2)$$

$$\theta_p = 14^\circ : N_e = 1598.2 (n/n_0)^3 - 129.1$$

…… (1-3)

式(1)はF検定の結果危険率0.5%で有意である(以下の各式も同様である)。

したがって、本実験範囲の N_e は回転数の3乗法則を十分満足する。

本実験範囲において θ_p をパラメータとして、 N_e と $(n/n_0)^3$ の関係を示すと Fig. 2 のようになる。

同図は縦軸に N_e (PS) を、横軸に $(n/n_0)^3$ (%) をとり、両者の間の関係を示した。式(1)の回帰係数は、Fig. 2 において $\theta_p = 12^\circ \sim 14^\circ$ に変化した時の主機関の作動線、すなわち、 N_e の傾きを示す。同一回転比に対して θ_p を大きくすると、推進抵抗が増加し、負荷トルクが大きくなるのでこの傾斜は大きくなる。図の破線は本船の海上公式試運転における $\theta_p = 18.5^\circ$ の負荷状態を示したものである。

Fig. 2 によると N_e は θ_p が 13° および 14° で極めて良好な直線性を示す。 $\theta_p = 12^\circ$ の時、 $n = 390\text{rpm}$ の点でトルクリッチ側に偏位したのは、V が時間的に十分整定する以前に計測したためと考えられる。そのため、 θ_p が 13° および 14° に比べて、式(1)において回帰係数が小さくなっている。

本船が通常航海時に使用する主機関の回転数、 n

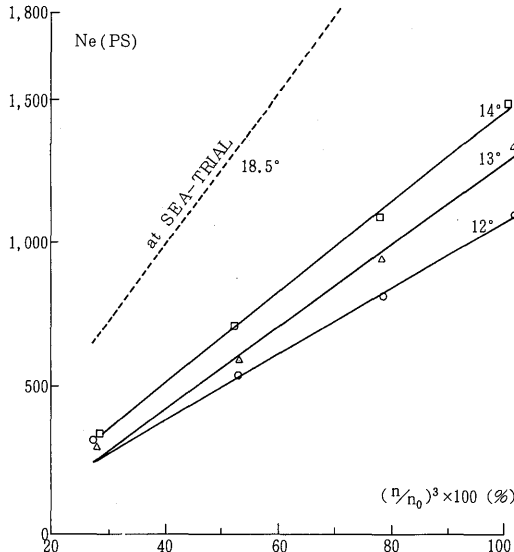


Fig. 2 Interrelation between shaft horse power and ratio of operating rpm to rated rpm, in parameter of various angular pitch of propeller blade. The dotted line is referred from an official sea trial in 1975.

N_e : Shaft horse power (PS)

n : Revolution per minute of main engine (rpm)

n_0 : Rated rpm of main engine (rpm)

は、ほぼ580rpmである。この時の N_e を式(1)から推定すると、 θ_p が 12° 、 13° および 14° で、それぞれ 957、1145 および 1315 PS となる。これは $\theta_p = 12^\circ$ に対して 13° および 14° で、それぞれ約20%および38%ずつ有効仕事が増加する傾向を示している。

固定ピッチプロペラの場合、1/4負荷に相当する n は、船用特性から n_0 の63.0%である。そこで、Fig. 2 において θ_p が 18.5° および 14° の時の N_e は、それぞれ1608PS および 878PS となる。すなわち、本実験範囲で θ_p の一番大きい 14° の場合、 N_e は海上公試の時の54.6%になっている。

一般にプロペラの3乗則から、主機関の定格状態の N_e と n が既知であれば、 $N_e/n^3 = K$ から求めた K (比例常数) によって対応するプロペラ特性曲線が得られる。

本実験範囲で θ_p をパラメータとしてプロペラ特性曲線を示すと Fig. 3 のようなる。

同図は縦軸に N_e (PS) を、横軸に n (rpm) をとり、パラメータ、 θ_p を変化させた場合の N_e と n の関係を示す。CPP 推進装置の船舶で、定格状態から θ_p を次第に小さくすると、同一の n に対して N_e も次第に小さくなる。すなわち、 $\theta_p = 14^\circ \sim 12^\circ$ と変える

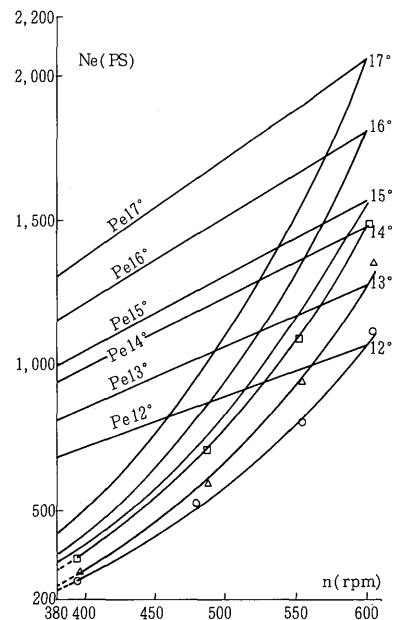


Fig. 3 Interrelation between shaft horse power and rpm.

N_e : Shaft horse power (PS)

n : Revolution per minute of main engine (rpm)

P_e : Mean effective pressure (kg/cm²)

と、Fig. 3 の通り主機関の運転点は、トルクアップ側へ向って変化する。

また、主機関の各運転点における P_e は、 N_e より推定出来る。 P_e は前報(1)に述べた通り、 N_e - n 特性図の原点を通る直線となる。主機関の負荷の減少に伴って、その傾斜角は小さくなる。

本実験結果の P_e の変化傾向を Fig. 3 に示す。

Fig. 3 には $\theta_p = 12^\circ \sim 17^\circ$ の範囲で、 N_e および P_e と n の相関を明らかにするため、前報(1)における $\theta_p = 15^\circ \sim 17^\circ$ の実験結果を併記した。

Fig. 3 によると、 $\theta_p = 12^\circ \sim 14^\circ$ の場合 N_e および P_e の状態変化は、 $\theta_p = 15^\circ \sim 17^\circ$ の前報(1)の実験と良く一致する。

P_e (kg/cm²) と n (rpm) は $P_e \propto n^2$ の関係にあり、本実験結果から θ_p をパラメータにした近似式は次のようになる。

$$\theta_p = 12^\circ : P_e = 1.7 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 \quad \cdots (2-1)$$

$$\theta_p = 13^\circ : P_e = 2.0 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 \quad \cdots (2-2)$$

$$\theta_p = 14^\circ : P_e = 2.4 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 \quad \cdots (2-3)$$

式(2)は $\theta_p = 15^\circ \sim 17^\circ$ について行った前報(1)の実験結果と良く一致する。式(2)において、 P_e は n を大きくすると増大する。しかしながら、主機関の出力を大きくするため、 n を大きくするとピストン速度は大きくなり、主機関の摩擦損失馬力を増加させ、その結果、燃料消費率が増大する。そのため、 P_e 、すなわち、図示馬力 (indicated horse power) を大きくする方が有効である。

2. 2. 排気ガス温度、 T_e 、排気タービン回転数、 h 、および吸気圧力、 P_a

船体抵抗の増減に応じて、ピッチ角、 θ_p あるいは主機関回転数、 n を変化させると、ガバナはそれに応じて作動し、その結果、燃料ハンドルの目盛が自動的に変って、燃料ポンプの噴射量が調整される。この際主機関の出力状態も変化し、その変化は直ちに T_e の変化として現われる。したがって、 T_e の変化から主機関の負荷状態を、簡易的に判断する事が可能である。

任意の n に対して θ_p を変化すると、負荷が増減するので、 T_e は Fig. 1 のように変化する。また、任意の θ_p に対して n を変化させると、同じく Fig. 1 のように変化する。

一般に任意の θ_p に対して n を過度に大きくすると、クランク角度に対する噴射タイミングがずれる。そのため、理論サイクルの締切比は大きくなる。したがって、 T_e が高くなり、また、理論熱効率は低下

する。

T_e は給気温度の高低と高い相関がある。しかし、本船は給気冷却器で 40°C に調整するので、本実験における機関室内の温度の影響は少ない。本実験は負荷率が約50%以下であるから、シリンダ内作動ガスの平均温度は低い。ゆえに、 T_e は全体的に低い。

T_e ($^\circ\text{C}$) と n (rpm) の関係は近似的に次のように考えられる。

$$\theta_p = 12^\circ : T_e = 0.5466 \cdot n + 0.471 \quad \cdots (3-1)$$

$$\theta_p = 13^\circ : T_e = 0.5634 \cdot n - 1.126 \quad \cdots (3-2)$$

$$\theta_p = 14^\circ : T_e = 0.6466 \cdot n - 25.20 \quad \cdots (3-3)$$

式(3)による計算値は実験値と良く一致する。

次に主機関への供給熱量を Q_f (kcal/h) とし、排気ガスへの損失熱量の割合を ϕ (%) とすると、排気ガス熱量は $Q_f \cdot \phi$ (kcal/h) となる。排気タービン出力、 N_t (kcal/h) は理論的に $N_t \propto Q_f \cdot \phi$ となる。したがって、 n または θ_p を大きくすると、 h は Fig. 1 のように大きくなる。本実験範囲は θ_p が小さくて比較的 low 負荷なので、噴射燃料の量が少ない。そのため、 $Q_f \cdot \phi$ 、すなわち N_t は小さい。しかし、過給機が動圧方式のため、特に N_e の小さい所でも排気吹出しエネルギー利用率は高く、 h は相対的に大きくなる。

本実験範囲の h (rpm) と n (rpm) の関係は、近似的に次のように考えられる。

$$\theta_p = 12^\circ : h = 0.11 \cdot n^{1.78} \quad \cdots (4-1)$$

$$\theta_p = 13^\circ : h = 0.18 \cdot n^{1.70} \quad \cdots (4-2)$$

$$\theta_p = 14^\circ : h = 0.08 \cdot n^{1.84} \quad \cdots (4-3)$$

式(4)による計算値は実験値と良く一致する。

先に述べたように、主機関の負荷の増減に従って燃料の噴射量は変化する。また、排気吹出しガス量は給気量と燃料噴射量を加えた量に比例する。 $N_t \propto Q_f \cdot \phi$ であるからプロワの駆動動力、 N_b (kcal/h) も、また $Q_f \cdot \phi$ に比例する。本実験範囲は主機関の負荷が約50%以下であるから N_t は小さい。

一般に排気タービン効率、 η_e (%) およびプロワの断熱効率、 η_b (%) は常用出力から定格出力にかけて最高効率になるよう設計される。そのため、低負荷の η_e 、 η_b は低い。したがって、過給機の総合効率、 η_o (%) は低く、 $\theta_p = 12^\circ \sim 14^\circ$ の場合 P_b は全般的に低くなる。

また、 η_o が b_e に与える影響は大きい。 n が小さくなり η_o が低くなると P_b も低くなる。ゆえに、主機関の掃気効率を低下させ、増々 b_e を大きくする。

過度の低負荷になると、排気タービン過給機は本

来の機能を失い、シリンダのガス交換作用の障害となる。そのため、燃焼を悪化させ b_e を大きくする。

P_b (kg/cm²) と n (rpm) の関係は近似的に次のように考えられる。

$$\theta_p = 12^\circ : P_b = 3.878 \cdot 10^{-10} \cdot n^{3.260} \quad \dots\dots (5-1)$$

$$\theta_p = 13^\circ : P_b = 1.449 \cdot 10^{-10} \cdot n^{3.437} \quad \dots\dots (5-2)$$

$$\theta_p = 14^\circ : P_b = 1.391 \cdot 10^{-10} \cdot n^{3.475} \quad \dots\dots (5-3)$$

前報(1)の P_b と n の間の関係を示した実験式と、式(5)とを比較すると、後者の場合その指数値は小さい。したがって、前報(1)に比べてそれだけ本実験範囲の P_b は低い事になる。

P_b と n の相関は θ_p が 12° および 13° で高い。 $\theta_p = 14^\circ$ で $n = 490$ rpm の時、式(5)における計算値の方が実験値より 7.2% 大きくなる。これは P_b が時間的に十分整定する以前に計測したためと考えられ、実用上は差し支えない。

前報(1)に述べたように、本実験の目的の一つは、経済的、効果的かつ安全に主機関を運転するため、運転諸元の任意の項目と軸馬力、 N_e の関係を明らかにし、これから N_e を推定する事にある。また、その推定方法は簡便的で、かつ高い精度が必要である。

実験結果から運転諸元の中、任意の運転状態で極く簡単に計測され、 N_e と最も相関の高いのは T_e と h である。

本実験範囲において、 θ_p をパラメータとし、 N_e (PS) と T_e (°C) および h (rpm) との間の多重回帰式を求めると次のようになる。

$$\theta_p = 12^\circ : N_e = 15.0373 \cdot T_e - 0.1821 \cdot h - 2235 \quad \dots\dots (6-1)$$

$$\theta_p = 13^\circ : N_e = 35.5033 \cdot T_e - 0.6289 \cdot h - 4670 \quad \dots\dots (6-2)$$

$$\theta_p = 14^\circ : N_e = 59.5652 \cdot T_e - 1.1581 \cdot h - 7728 \quad \dots\dots (6-3)$$

式(6)による計算値と実験値とを比較すると、 $\theta_p = 12^\circ, 13^\circ$ において両者は良く一致する。 $\theta_p = 14^\circ$ の場合 $n = 390$ rpm で、前者は後者よりも 4.2% だけ小さいが実用上は差し支えないと考えられる。

また、式(6)において T_e の N_e への寄与率は、 θ_p が $12^\circ, 13^\circ$ および 14° で、それぞれ 77, 68 および 66% となる。これは θ_p を小さくする程 T_e の影響が大きくなる事を示している。

この結果を前報(1)の θ_p が $15^\circ, 16^\circ$ および 17° の時の

実験結果と兼案すれば、本船の通常の航海中における T_e と h から、 N_e を十分な精度で推定出来ると考える。

2. 3. 最高圧力, P_{max}

無気噴射ディーゼル機関で、シリンダ内へ噴射された燃料は、直ちに着火しない。一定の物理的、化学的着火遅れ期間を経た後着火燃焼が行われる。この着火遅れ期間は、(0.7~3)/1000秒程度(2)で、これは作動空気による噴射燃料の加熱と、化学的な反応のための期間である。そして、この期間は主機関の回転数、 n の影響を受け、定容燃焼過程の圧力上昇率、 $dP/d\theta$ (P ・シリンダ内圧力、 θ ・クランク角度)、あるいは P_{max} に影響を与える。

本実験範囲において、 θ_p をパラメータとする P_{max} (kg/cm²) と n (rpm) の関係は、近似的に次のように考えられる。

$$\theta_p = 12^\circ : P_{max} = 2.56 \cdot n^{0.508} \quad \dots\dots (7-1)$$

$$\theta_p = 13^\circ : P_{max} = 2.29 \cdot n^{0.536} \quad \dots\dots (7-2)$$

$$\theta_p = 14^\circ : P_{max} = 2.17 \cdot n^{0.549} \quad \dots\dots (7-3)$$

式(7)による計算結果は、Fig. 1 の実験結果と良く一致する。また、前報(1)の実験結果と同一傾向を示す。

本船の通常航海において、 n はほぼ 580 rpm である。いま、この n に対して式(7)の θ_p を $12^\circ \sim 14^\circ$ に変化すると、 $\theta_p = 12^\circ$ に対して 13° および 14° で P_{max} は、それぞれ、6.9% および 10.0% 高くなる。また、 $12^\circ, 13^\circ$ および 14° で、 n をそれぞれ 400~580 rpm に変化すると、 P_{max} はそれぞれ 20.8, 22.0 および 22.6% 高くなる。すなわち、 θ_p を大きくすると n の影響は、より顕著に現われる。

T_e (°C) および P_e (kg/cm²)、すなわち N_e (PS) と P_{max} (kg/cm²) との相関を考察するため、 θ_p をパラメータとして多重回帰式を求めると次のようになる。

$$\theta_p = 12^\circ : P_{max} = 0.3893 \cdot T_e - 7.5059 \cdot P_e - 13.4530 \quad \dots\dots (8-1)$$

$$\theta_p = 13^\circ : P_{max} = 0.2169 \cdot T_e - 2.0659 \cdot P_e - 13.1372 \quad \dots\dots (8-2)$$

$$\theta_p = 14^\circ : P_{max} = 0.1634 \cdot T_e - 1.1305 \cdot P_e - 23.4392 \quad \dots\dots (8-3)$$

式(8)の計算結果は、Fig. 1 の実験結果と良く一致する。両者の値の差は 0.6% 以内である。ゆえに、 T_e および N_e の値から高精度の P_{max} を推定する事が出来ると考えられる。

また、 $\theta_p = 12^\circ \sim 14^\circ$ の範囲で、任意の θ_p に対し N_e を一定にすれば、式(8)において P_{max} は T_e の上昇

と共に高くなって行く。 P_{max} が高くなると主機関の機械効率低下する。そのため、燃料消費率、 b_e は大きくなり正味熱効率、 η_e が低くなる。したがって、この条件では T_e が低ければ b_e が小さくなると云える。

一方、Fig. 1 から負荷の増加に従って T_e は高くなる。その結果、排気タービン出力が大きくなり、主機関の P_b は高くなる。さらに、 P_{max} の上昇が抑えられる事がわかる。

式(8)において T_e の P_{max} への寄与率は、 θ_p が 12° , 13° および 14° で、それぞれ76, 85および88%となる。すなわち、 T_e に比べ P_{max} に対する P_e の効果は小さい。また、 θ_p を大きくすると同一の n において、 N_e が増加し T_e を高くするため P_{max} は高くなる。

2. 4. 燃料消費量, G , G_m および燃料消費率, b_e

本実験範囲では燃料が完全に燃焼すれば、前報(1)で述べたように、 G (kg/h) および G_m (kg/mile) と主機回転数、 n (rpm) とは理論的に $G \propto n^3$ および $G_m \propto n^2$ となる。

本実験結果からこれらの間の関係式を求めると、近似的に次のようになる。

G について

$$\theta_p = 12^\circ : G = 1.25 \cdot 10^{-5} \cdot n^{2.58} \quad \cdots \cdots (9-1)$$

$$\theta_p = 13^\circ : G = 3.40 \cdot 10^{-6} \cdot n^{2.81} \quad \cdots \cdots (9-2)$$

$$\theta_p = 14^\circ : G = 4.28 \cdot 10^{-6} \cdot n^{2.80} \quad \cdots \cdots (9-3)$$

G_m について

$$\theta_p = 12^\circ : G_m = 4.24 \cdot 10^{-4} \cdot n^{1.66} \quad \cdots \cdots (10-1)$$

$$\theta_p = 13^\circ : G_m = 7.44 \cdot 10^{-5} \cdot n^{1.95} \quad \cdots \cdots (10-2)$$

$$\theta_p = 14^\circ : G_m = 8.08 \cdot 10^{-5} \cdot n^{1.95} \quad \cdots \cdots (10-3)$$

式(9), (10)による計算結果は、Fig. 1の実験結果と良く一致する。また、前報(1)の実験結果と同様の傾向を示す。

一般にディーゼル機関の正味平均有効圧力、 P_e (kg/cm²)、燃料消費率、 b_e (g/PS/h) および空気過剰率、 λ の間には次式(3)が成立つ。

$$P_e b_e = K_0 / \lambda \quad \cdots \cdots (11)$$

この式の K_0 は本船の主機関の形式、本実験時の主機関運転状況、使用燃料、給気の圧力、温度等によって決まる値である。また、 λ はシリンダへ噴射した燃料が、完全燃焼する場合の、燃焼に関与する給気の理論量と実際量との比である。

本船の主機関は航海、操業等の各状態に応じて、広い P_e の範囲で使用する。したがって、式(11)の λ も広範囲に変化する。

$P_e - b_e$ 平面の等燃料消費率曲線は、式(11)による

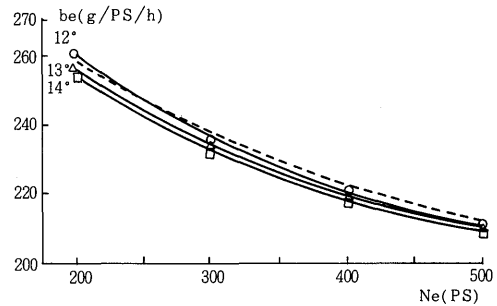


Fig. 4 Interrelation between specific fuel oil consumption and shaft horse power.

The dotted line is referred from engine Log Books of Kakuyo-Maru, at θ_p of 7° – 14° and N_e of 800 PS or less in 1984.

b_e : Specific fuel oil consumption (g/PS/h)

N_e : Shaft horse power (PS)

と理論的に滑らかな曲線となる。また、正常な負荷状態の λ は 2 前後になる。低負荷域では λ が次第に高くなり、反対に過負荷域では 1 前後に低下する。それぞれ P_e に大きな影響を与える。

式(11)の P_e , すなわち N_e と b_e の関係から、本実験結果を図示すると、Fig. 4 のようになる。Fig. 4 は縦軸に b_e (g/PS/h) を、横軸に N_e (PS) をとり、 $N_e = 200 \sim 500$ PS の範囲で θ_p をパラメータとして、 b_e と N_e の関係をべき乗回帰分析した式(12)から b_e の値を求めて示した。破線は $\theta_p = 7^\circ \sim 14^\circ$, N_e が 800 PS 以下の範囲で、本実験とほぼ同じ運転条件で航行した時の過去 1 年間の Log Book の記録に基づく値である。

$$\theta_p = 12^\circ : b_e = 8.9465 \cdot 10^2 \cdot N_e^{-0.2339} \quad \cdots \cdots (12-1)$$

$$\theta_p = 13^\circ : b_e = 8.0600 \cdot 10^2 \cdot N_e^{-0.2167} \quad \cdots \cdots (12-2)$$

$$\theta_p = 14^\circ : b_e = 7.5363 \cdot 10^2 \cdot N_e^{-0.2062} \quad \cdots \cdots (12-3)$$

式(12)による計算結果は本実験結果と良く一致する。

Fig. 4 において、 b_e は N_e の小さい所で非常に大きくなる。これは主機関の摩擦損失仕事、 N_e の値にかかわらずほぼ一定で、 N_e が小さくなると有効仕事に対して、この摩擦損失仕事が相対的に大きくなるからである。その結果、 b_e を急激に大きくする。さらに、低負荷で n が小さくなると、シリンダで単位時間に発生する熱量が減少し、熱サイクルの平均温度は低下する。また、Fig. 1 のように h が小さくなり、排気タービンプロワの出力が低下する。したがって

て、 P_e も低下するのでシリンダ内の給気渦流は弱くなって、給気と燃料噴霧の混合状態は悪化し、先に述べた着火遅れ期間は長くなり、 b_e を一層大きくするためである。

同一負荷なら $\theta_p = 12^\circ \sim 14^\circ$ と変化した場合、 θ_p を大きくする方が b_e は小さくなり、燃料消費量は少なくなる。すなわち、前報(1)で述べたように、 θ_p を大きくすると同一負荷に対して n は小さくなる。そのため、摩擦損失仕事は減少し、 b_e が小さくなるからである。

また、Fig. 4 において破線による b_e が、本実験結果による実線の b_e より大きくなるのは、次の理由からである。Log Book の記録を基にした主機関の平均回転数は、約575rpm となり、本実験範囲のそれより約13%大きくなっている。そのため、主機関の摩擦損失仕事は相対的に大きくなり、 b_e が大きくなったものである。

本船では通常の航走中、 $\theta_p = 12^\circ \sim 14^\circ$ で使用する事は極めて稀である。Fig. 4 において、例えば、 $N_e = 420$ PS (負荷率15%) の時、 $\theta_p = 14^\circ$ に対する 13° および 12° の b_e は、それぞれ、0.8(g/PS/h) および 0.9(g/PS/h) だけ大きくなる。すなわち、それぞれ約0.4% b_e が大きくなり、燃料を過度に浪費する事になる。

次にディーゼル機関の正味熱効率、 η_e (%) は、シリンダに供給された燃料の総発熱量と有効仕事との

比であり、

$$\begin{aligned}\eta_e &= (632 \cdot N_e) / (H_l \cdot G) \cdot 100 \\ &= (632 \cdot 10^3) / (H_l \cdot b_e) \cdot 100 \quad \dots\dots (13) \\ \eta_e &: \text{正味熱効率} \quad (\%) \\ H_l &: \text{燃料の低位発熱量} \quad (\text{kcal/kg}) \\ G &: \text{燃料消費量} \quad (\text{kg/h}) \\ b_e &: \text{燃料消費率} \quad (\text{g/PS/h})\end{aligned}$$

すなわち、この式によると η_e と b_e は反比例する。したがって、主機関は燃料経済上 η_e を出来るだけ高くする運転状態が望ましい。

本実験範囲で θ_p をパラメータとして、 N_e を変化した場合の η_e の変化は、Fig. 5 のようになる。同図は縦軸に η_e (%) を、横軸に N_e (PS) をとり、 θ_p をパラメータとして両者の関係を示した。また、破線は主機関の工場試運転成績表 ($H_l = 10233 \text{kcal/kg}$) に基づく値である。

Fig. 5 から η_e は主機関の負荷率が35% (1000PS) 以上で、ほぼ滑らかな曲線となる。しかし、 N_e が1000PS 以下になると η_e は急激に低下する。低負荷運転の場合、ディーゼル機関はシリンダへの燃料噴射圧力が低下するので、シリンダ内の燃料霧化状態が悪くなり、燃焼が悪化するためである。燃料噴射弁の開弁圧力がある程度高くし、低負荷域まで安定した噴射圧力が得られるようにすると、燃料噴射時における霧化が良くなり、 η_e の減少率が小さくなるものと思う。

工場試運転結果を示した破線に比較し、本実験結果の η_e が低いのは、本船の主機関の燃焼不良、機械的損失馬力増加等によるためと考える。

一般に省燃費対策の一つとして、燃料弁の開弁圧力制御方式が採用されているが、これは燃料の高圧噴射、高圧燃焼等により燃焼改善をするためである。また、燃料噴射タイミングの調整を計り、燃焼室内の P_{max} を高くすると、サイクルの熱効率が改善され、 b_e が小さくなる。

本実験結果から P_{max} の値が b_e の大きさに与える影響を考察するため、 b_e (g/PS/h) と P_{max}/P_e の間の回帰式を求めると近似的に次のように考えられる。

$$\theta_p = 12^\circ : b_e = 0.136 \cdot e^{0.027 \cdot P_{max}/P_e} \quad \dots\dots (14-1)$$

$$\theta_p = 13^\circ : b_e = 0.136 \cdot e^{0.027 \cdot P_{max}/P_e} \quad \dots\dots (14-2)$$

$$\theta_p = 14^\circ : b_e = 0.135 \cdot e^{0.029 \cdot P_{max}/P_e} \quad \dots\dots (14-3)$$

式(14)による計算結果は本実験結果と良く一致する。

Fig. 6 に縦軸に b_e (g/PS/h) を、横軸に P_{max}/P_e をとり、 θ_p をパラメータとし式(14)における b_e と

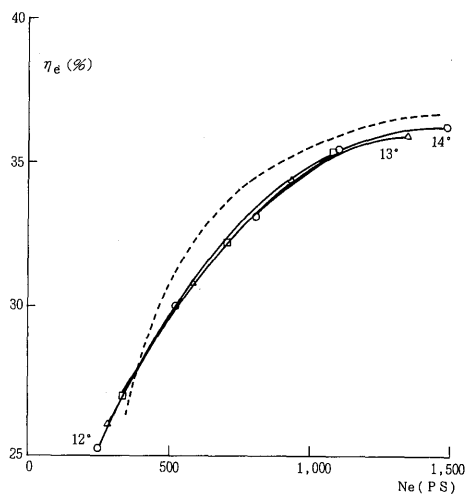


Fig. 5 Interrelation between net thermal efficiency and shaft horse power.

The dotted line is referred from an official shop trial in 1975.

η_e : Net thermal efficiency (%)

N_e : Shaft horse power (PS)

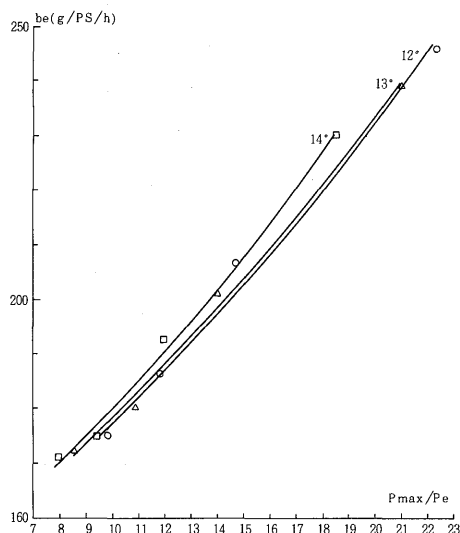


Fig. 6 Interrelation between specific fuel oil consumption and pressure ratio.

P_{max} : Maximum pressure (kg/cm²)

P_e : Mean effective pressure (kg/cm²)

b_e : Specific fuel oil consumption (g/PS/h)

P_{max}/P_e の関係を示した。

Fig. 6によると前報(1)の $\theta_p = 15^\circ \sim 17^\circ$ の時の実験結果と良く一致した傾向を示す。すなわち、 $\theta_p = 12^\circ \sim 14^\circ$ と大きくすると、同じ P_{max}/P_e の値に対して b_e が次第に大きくなる。

式(14)において負荷率約18% (500PS), $P_{max}/P_e = 15$ における b_e をそれぞれ求めると、 $\theta_p = 12^\circ$ に対して 13° および 14° では、それぞれ0.4%および0.7%大きくなる。それだけ過量に燃料を消費していると云える。

また、Fig. 6において同じ b_e に対して、より小さい θ_p の方が P_{max}/P_e は大きくなる。したがって、それだけサイクルの熱効率は高くなる。

船舶は就航後の経過年数と共にその機関性能が劣化する。したがって、燃料費が高騰した今日、船舶を効率良く運航するには、最適速力を知ることが重要になる。

そこで、本実験範囲の総合的な省燃費を考察するため、 G_m (kg/mile) と密接な関係にある n (rpm), V (mile/h), S (%) および θ_p (°) に関する多重回帰式を求めると次のようになる。なお、 V については前報(1)と同様に V^2 として計算を試みた。

$$G_m = -0.01491 \cdot n + 0.16123 \cdot V^2 + 0.5419 \cdot S$$

$$-1.8963 \cdot \theta_p + 27.182 \quad \dots\dots (15)$$

式(15)は危険率0.5%で有意である。

G_m に影響を与える運転諸元は多い。この式についてF検定を行った結果によると、 n , V^2 , S および θ_p の寄与率は、それぞれ14, 30, 9および47%となる。また、 G_m に対して n および θ_p は、高い負の相関を示す。換言すると、本実験範囲の主機関が50%以下の部分負荷では、 n および θ_p を大きくすると G_m は小さくなる。

また、Fig. 1によれば n および θ_p を大きくすると、 S は大きくなり、 G_m は増加する。しかしながら、 S が G_m に与える影響は小さい。

前報(1)の $\theta_p = 15^\circ \sim 17^\circ$ における G_m と、本実験範囲のそれとを比較すれば、前実験では n が正の相関として G_m に77%寄与していた。しかし、本実験では回帰係数が負で、その寄与率は14%と低くなった。 V^2 の寄与率は、前実験では負の相関で4%と低かったが、本実験ではその回帰係数は正になり、寄与率は全体の30%と高くなった。また、 θ_p の寄与率は、前実験では負の相関で3%と僅少であったが、本実験では負の相関で47%と高くなった。本実験の平均の V は、前実験より1.7 (mile/h) 低速になっているため、 S も小さくなり G_m への影響が少なくなったと考える。

船舶の省燃費対策、すなわち、 G_m を小さくするに

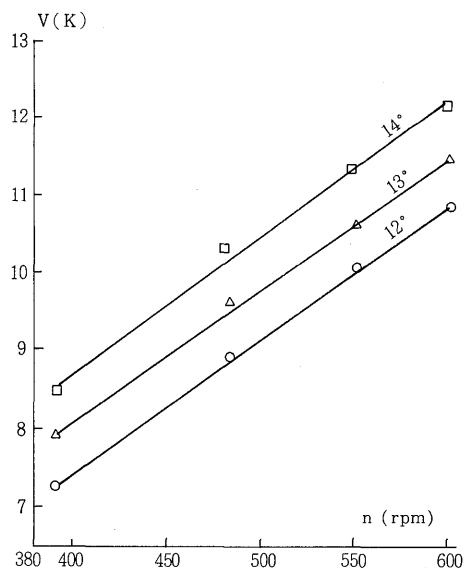


Fig. 7 Speed-rpm diagram in parameter of pitch angle of propeller blade.

V : Ship speed (mile/h)

n : Revolution per minute of main engine (rpm)

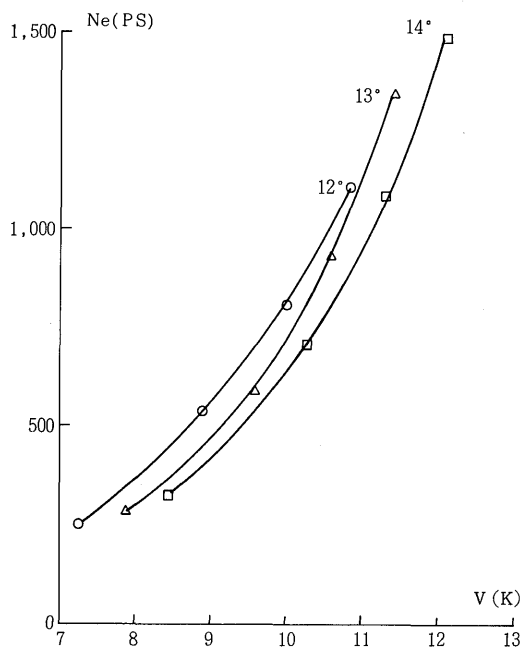


Fig. 8 Intrelrelation between shaft horse power and ship speed.

N_e : Shaft horse power (PS)

V : Ship speed (mile/h)

は、一定の V に対する n と θ_p との最適組合せの設定が重要になる。

また、前報(1)の結果と式(15)とを比較すると、 n および V^2 の回帰係数符号が互に逆転して、寄与の方向が反対になっている。そこで、この点をさらに解明するため、任意の n に対して θ_p を変化させる実験を、今後機会あり次第繰返したいと考えている。

2. 5. 船体速力, V

本実験範囲で θ_p をパラメータとする V (mile/h) と主機関回転数, n (rpm) との関係は近似的に次のように考えられる。

$$\theta_p = 12^\circ : V = 1.685 \cdot 10^{-2} \cdot n + 0.668 \quad \dots\dots (16-1)$$

$$\theta_p = 13^\circ : V = 1.676 \cdot 10^{-2} \cdot n + 1.338 \quad \dots\dots (16-2)$$

$$\theta_p = 14^\circ : V = 1.762 \cdot 10^{-2} \cdot n + 1.607 \quad \dots\dots (16-3)$$

式(16)は Fig. 1 の実験結果と良く一致する。

また、 V と n の関係は Fig. 7 のようになる。同図は縦軸に V (mile/h) を、横軸に n (rpm) をとり、 θ_p をパラメータとして両者の関係を示した。

本実験範囲で θ_p をパラメータとして、 V を変化さ

せた場合の N_e の変化は Fig. 8 のようになる。同図は縦軸に N_e (PS) を、横軸に V (mile/h) をとり、 θ_p をパラメータとして両者の関係を示した。

Fig. 8 において、 θ_p をパラメータとして V が同じならスラスト馬力, N_T は一定と考えられるので

$$N_T = N_e \cdot \eta_T \cdot \eta_p \quad (\text{PS})$$

η_T : 伝達効率 (%)

η_p : プロペラ効率 (%)

したがって、 $N_e \propto 1/(\eta_T \cdot \eta_p)$ と云える。同一船舶で推進軸系の運転状況が同じであれば、 η_T はほぼ一定であり、 N_e は η_p の値によって変る。

一方、Fig. 1 に示すように S は θ_p によって変化し、 θ_p の増加につれて S も大きくなる。しかし、日笠等の報告(4)によれば、 S が大きくなると必ず η_p が低くなるとは云えない。

Fig. 8 で同一の V に対して θ_p を大きくすると、それに応じて N_e は小さくなる。これは η_p が高くなり推進効率も高くなる事を示している。

本船の船速調整において、比較的使用頻度が高い $N_e = 1000$ (PS), $V = 10$ (mile/h) において、 θ_p が N_e または V に与える効果は、Fig. 8 によると次のようになる。

例えば、 $V = 10$ (mile/h) の時の N_e の増加率は、 $\theta_p = 14^\circ$ に比較して 13° および 12° で、それぞれ約 14% および 28% になる。すなわち、 θ_p を小さくする事によって、それだけ主機関の負荷が大きくなる。

一方、 $N_e = 1000$ (PS) の時、 $\theta_p = 12^\circ \sim 14^\circ$ と大きくすると V の増加率は、 12° に比較して 13° および 14° で、それぞれ約 2% および 6% 大きくなる。すなわち、 θ_p を大きくする事によって、それだけ η_p 、ひいては推進効率が高くなったと云える。

V (mile/h) と密接な関係にある n (rpm), S (%) および θ_p (°) との総合的な相関を考察するあめ、本実験範囲の多重回帰式を求めると次のようになる。

$$V = 0.0182 \cdot n - 0.0506 \cdot S + 0.7225 \cdot \theta_p - 8.4928 \quad \dots\dots (17)$$

式(17)は危険率 0.5% で有意である。

この式について F 検定を行った結果によると、 n , S および θ_p の寄与率は、それぞれ 49, 1 および 50% である。平均の V が小さく、そのため S の影響は僅少になっている。したがって、本実験範囲では n または θ_p の値が η_p を左右し、その結果、推進効率が影響を受け、 V の大きさに反映されるものと考ええる。

前報(1)の $\theta_p = 15^\circ \sim 17^\circ$ の場合と比較すると、本実験における θ_p の寄与率は、ほぼ同じであるが、 n の

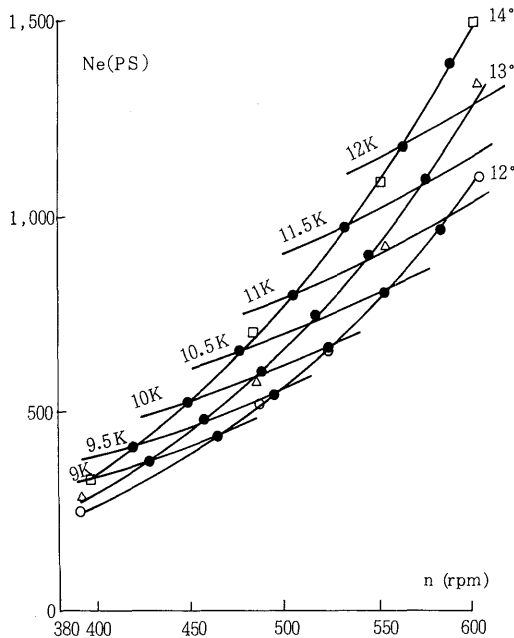


Fig. 9 Propulsive characteristics from experimental results in 1984.

Solid lines are given respectively for 12°-14° of angular pitch of propeller and lines across them shows isolines on various running speeds of Kakuyo-Marui, in 1984.

N_e : Shaft horse power (PS)

n : Revolution per minute of main engine (rpm)

影響は約4%大きい。すなわち、主機関が約50%以下の部分負荷では、 n の変化が推進効率に大きく関係するものと思われる。

本実験における N_e (PS), n (rpm) および θ_p (°) の関係は、すでに Fig. 3 に示した。同図から、それぞれの θ_p において、 V が等しくなる点を通る、本実験の範囲における本船の等速度線を推定する事が出来る。Fig. 3 を基に縦軸に N_e (PS) を、横軸に n (rpm) をとり、 θ_p をパラメータとして、 N_e , n および V の間の関係を Fig. 9 に示す。

海象、気象、船体状態等々の条件が、本実験と近似している場合、本船の航走中におけるこれら三者の各計測値は、同図から得られる三者の値と良く一致する。したがって、Fig. 9 は十分実用に耐えると考えられる事が出来る。

船舶の推進性能は、その経過年数と共に劣化する。船種、船形により異なるが、一般に船体速力の低下は0.1~0.13 (節/年)(5)、また、回転数低下率(トルク増加率)は年0.5~2.0 (%) (6)に及ぶ。したがっ

て、Fig. 9 に示す N_e - n 特性は、本船の就航時のものに比較すると、経年的な影響からいくらか変化しているものと思われる。

すなわち、船体および主機関の現状を、出来るだけ正確に把握して、任意の V に対する最適の n および θ_p を決定すれば、 G または G_m を小さくする事は可能である。

おわりに

本実験の結果、 $\theta_p = 12^\circ \sim 14^\circ$, $V = 7 \sim 12$ (mile/h) の範囲において次の事が云える。

1. T_e , h , P_b , G , N_e , P_{max} 等主機関の運転諸元が、 n または θ_p の変化に連れて示す応答は、 $\theta_p = 12^\circ \sim 17^\circ$ にわたって一定の傾向を示しながら相対的に変化するから、任意の θ_p の値から他の θ_p における値を、上述の実験式から、比較的高い精度で推定する事が可能になった。

2. 任意の θ_p における T_e および h の計測値を上述の実験式に代入して、十分な精度で N_e を推定出来た。

3. P_{max} は T_e の影響を大きく受けて変る。 P_{max} は T_e および N_e の値から、実用に差し支えない精度で推定出来た。

4. N_e がほぼ500PS 以下では、 θ_p を大きくすると b_e は小さくなる。本研究の場合、500PS 以上で部分的に θ_p の小さい方が b_e も小さくなるような負荷範囲が認められた。この範囲における θ_p と b_e の関係については、今後の研究課題としたい。

5. G_m への n , θ_p および V^2 の寄与率は、

$\theta_p = 12^\circ \sim 14^\circ$ において

n は(-)14%, θ_p は(-)47%, また V^2 は(+)30%

$\theta_p = 15^\circ \sim 17^\circ$ において

n は(+)77%, θ_p は(-)3%, また V^2 は(-)4% である。したがって、 $\theta_p = 12^\circ \sim 14^\circ$ の範囲は θ_p が大きくなると、また $\theta_p = 15^\circ \sim 17^\circ$ の範囲は n が小さくなると G_m が小さくなる。ただし、 $\theta_p = 15^\circ \sim 17^\circ$ については前報(1)によるもので、(+), (-)は回帰係数の符号を示す。

6. V への n , θ_p および S の寄与率は、

$\theta_p = 12^\circ \sim 14^\circ$ において

n は(+)49%, θ_p は(+)50%, また S (-)1%

$\theta_p = 15^\circ \sim 17^\circ$ において

n は(+)44%, θ_p は(+)50%, また S は(-)6% である。すなわち、船体速力、 V は θ_p に応じて大き

く変化する。また、 n および θ_p の V に対する効果は、 $\theta_p = 12^\circ \sim 17^\circ$ にわたって、ほぼ一定の変化傾向を示す。

7. 前報(1)および本実験の N_e - n 特性曲線から、 N_e , n , θ_p , V に関する総合的な相関関係のある事が判明した。したがって、これらの式から任意の運転状態における機関性能および推進性能を、実用上十分な精度で推定出来る。

8. 任意の θ_p において、 n を変化させた場合の機関性能および推進性能等の現状は、十分明らかにする事が出来た。しかしながら、任意の n に対して θ_p を細かく変化させた場合のこれ等の変化については、今後さらに検討すべき点多々ある。これらの諸点を明らかにするため、機会あり次第引き続き実験を繰返したいと考えている。

本実験において、終始御協力をいただいた阿部茂夫船長以下鶴洋丸乗組員各位に心から御礼を申し上げ

る。また、本報告を草するにあたり、御懇切な御指導をいただいた、本学部教授柴田恵司博士に深謝する。

文 献

- 1) 西矢 豊就・山路 光徽・荒木 猛：本誌，56，33—42 (1984)。
- 2) 長尾不二夫：第2次改著 内燃機関講義上巻，養賢堂，東京，214 (1961)。
- 3) 長尾不二夫：第2次改著 内燃機関講義上巻，養賢堂，東京，60 (1961)。
- 4) 日笠純扶・松下博：水産大研報，26—3，379 (1978)。
- 5) 日本舶用機関学会軸系研究委員会：日本舶用機関学会誌，13—9，105 (1978)。
- 6) 今井湧三：日本航海学会誌，66，2 (1980)。